



УДК 621.565.9

**ТЕПЛООБМЕН В МИКРОКАНАЛЬНЫХ
КОНДЕНСАТОРАХ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ
ТЕХНИКИ****HEAT EXCHANGE IN THE MICROCHANNEL
CONDENSERS FOR REFRIGERATING MACHINES**

Кувалдин Алексей Евгеньевич, студент бакалавриата каф. «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: a.e.kuvaldin@urfu.ru. Тел.: +7(950)560-00-81

Раков Олег Александрович, инженер-теплотехник, Композит Групп, Россия, 620007, г. Екатеринбург, ул. Тверитина, 7. E-mail: oleg_rakov@list.ru. Тел.: +7(912)222-94-34

Aleksey E. Kuvaldin, Bachelor student, Department «Teploenergetika i teplotekhnika», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: a.e.kuvaldin@urfu.ru. Ph.: +7(950)560-00-81

Oleg A. Rakov, engineer, Kompozit Group, 620007, Tveritina str., 7, Ekaterinburg, Russia. E-mail: oleg_rakov@list.ru. Ph.: +7(912)222-94-34

Аннотация: В работе описана конструкция промышленной испытательной установки, предназначенной для изучения опытных и серийных образцов конденсаторов фреона с воздушным охлаждением, выполненных из алюминиевых микроканальных труб с развитым оребрением. Приведены теоретические расчеты коэффициентов теплоотдачи в микроканальных конденсаторах. Результаты работы используются для определения конструктивных технических характеристик теплообменных аппаратов, а также с целью создания программы подбора оборудования по требуемым параметрам.

Abstract: This paper describes the design of an industrial experimental facility designed to explore the prototypes and production samples of air cooled Freon condensers, made of aluminum microchannel tubes with a louvered fins. Theoretical calculations of heat transfer coefficient in microchannel are performed. The obtained results are used to determine technical design characteristics of heat exchangers, as well as to create equipment selection program for the required parameters.

Ключевые слова: импортозамещение; холодильные машины, компактные теплообменники, конденсатор; коэффициент теплоотдачи.

Key words: import substitution; refrigerating machines; compact heat exchangers; condenser; heat transfer coefficient.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время для техники низких температур (ТНТ) наиболее важна энергетическая эффективность. Высокая энергоэффективность низкотемпературной техники является элементом экологической безопасности. Одними из основных путей развития холодильной техники является:

- использование новых, более эффективных теплообменников;
- снижение размеров и массы используемого оборудования;
- уменьшение заправки хладагентом.

Обозначенные пункты можно достичь, используя в качестве конденсаторов микроканальные теплообменные аппараты (ТА).

Стоит учитывать тот факт, что доля отечественного холодильного оборудования на рынке страны крайне мала, а стратегические и экономические интересы страны требуют наращивания научного и инженерного потенциала в области ТНТ [1]. Изучение процессов конденсации в микроканальных ТА, а также появление новой отечественной продукции важно для экономики России.

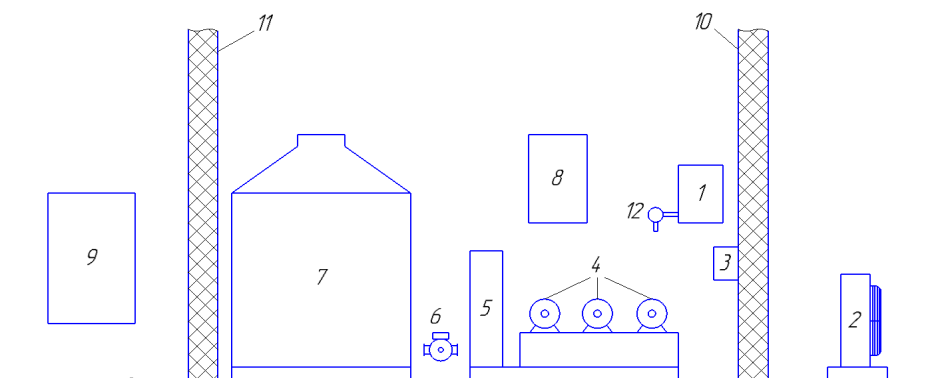


Рис. 1. Расположение оборудования на площадке.

1 – испаритель, 2 – конденсатор с осевыми вентиляторами, 3 – частотный преобразователь, 4 – компрессоры, 5 – щит управления холодильной машины, 6 – насос циркуляционной воды, 7 – бак запаса воды, 8 – электрический водогрейный котёл, 9 – щит питания установки, 10 – наружная стена, 11 – перекрытие в цехе, 12 – терморегулирующий вентиль (ТРВ) – дроссель

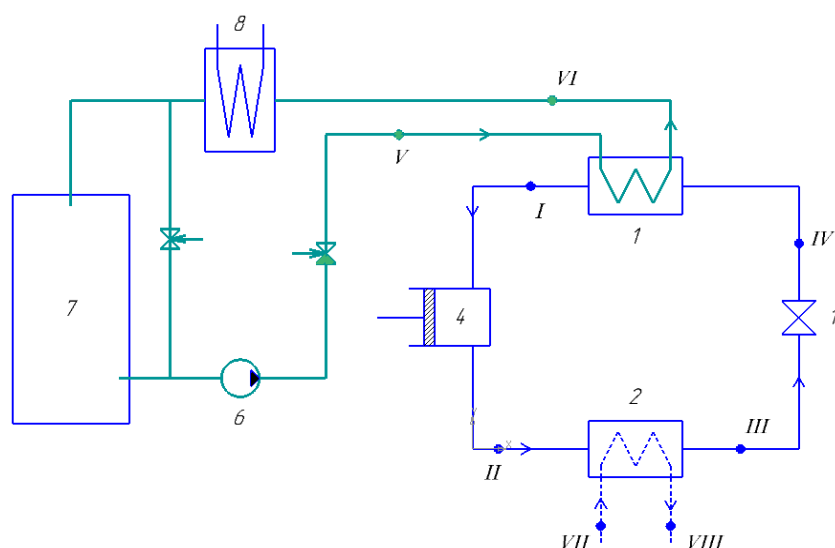


Рис. 2. Схема установки. I – VIII– точки измерения параметров фреона, воды, воздуха.

Компания Композит Групп в качестве одного из мероприятий по импортозамещению запускает производство новых компактных теплообменников для систем промышленного охлаждения и кондиционирования.

С целью определения номинальных технических характеристик создаваемой линейки продукции на площадке компании в г. Екатеринбург была создана промышленная испытательная установка для изучения опытных и серийных образцов компактных теплообменников.

УСТРОЙСТВО

В установке используется парокомпрессионная холодильная машина (ХМ), роль потребителя холода в которой играет водяной контур с включенным электрическим водогрейным котлом, имитирующим теплопритоки в охлаждаемую систему. Расположение технологических

агрегатов, а также схема установки представлены на рисунках 1,2.

Установка состоит из испарителя 1, конденсатора 2, с установленными на нем осевыми вентиляторами с электроприводом, число оборотов которых регулируется частотным преобразователем 3, мощностью 18 кВт. Сжатие рабочего тела осуществляется тремя поршневыми компрессорами 4, электрической мощностью 11 кВт каждый. Управление ХМ осуществляется при помощи контроллера CAREL, установленного на щите 5. Центробежный насос 6, мощностью 1 кВт, обеспечивает циркуляцию воды в контуре. Бак 7, объемом 3 м³, предназначен для создания запаса воды и выполняет функцию термостата. Электрический котел 8, мощностью 100 кВт, является моделью потребителя холода. Питание на оборудование передается со щита 9, оборудованного необходимыми средствами электробезопасности.

ИСПЫТАНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

Нами были проведены испытания аппаратов KMCV 2000.63GD-3-12NA-2 (двухходовой по фреону конденсатор с микроканальными трубами, вертикальный, длиной по осям коллекторов 2000 мм, с двумя вентиляторами $\varnothing 630$ мм с трехфазными асинхронными двигателями) и KMCV 860.50-3-11NA-2 (двухходовой по фреону конденсатор с микроканальными трубами, вертикальный, длиной по осям коллекторов 850 мм, с двумя вентиляторами $\varnothing 500$ мм с трехфазными асинхронными двигателями). В первом аппарате используются микроканальные трубки 32 мм ширины, во втором – 25 мм. Форма микроканала – квадратная. Хладагент R404A.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Расчеты производятся на основе данных и зависимостей, приведённых в [2]. Полученные экспериментальным путем значения температуры и давления в точках цикла используются для получения параметров хладагента. По таблицам и диаграммам [3] определяются значения энтальпии, неизвестные температуры. По зависимостям, приведенным в [4] рассчитываются значения динамической вязкости, плотности, теплоемкости и теплопроводности теплоносителя.

На рисунке 3 приведен цикл процесса для аппарата KMCV 2000.63GD-3-12NA-2 на диаграмме $p-i$ (p , МПа; i , кДж/кг) для фреона R404A.

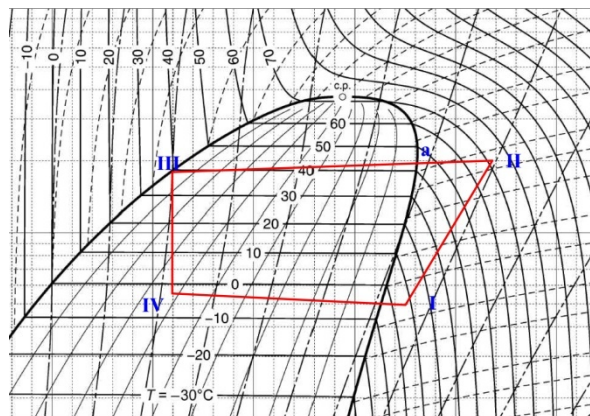


Рис. 3 Цикл процесса на $p-i$ диаграмме.

Согласно данным исследований, приведённым в [2], для определения режима течения в микроканалах (в данном случае волновой режим или кольцевой) рекомендуется использовать число Фруда

$$Fr_l = \frac{(G / \rho_l)^2}{gD} \quad (1)$$

При $Fr_l > 20$ – режим кольцевой, при $Fr_l < 20$ – волновой. Значения числа Фруда для 1 и 2 хода конденсаторов приведены в таблице.

Таблица 1

Аппарат	Число Фруда	
	KMCV 2000.63GD-3-12NA-2	KMCV 860.50-3-11NA-2
1 ход	12,36	8,83
2 ход	50,81	47,05

Таким образом, получаем, что в первом ходе конденсаторов преобладает волновой режим, а во втором – кольцевой.

Расчет коэффициента теплоотдачи h производится по следующей формуле:

$$h = \frac{Nu_{eff} \cdot k_l}{D_{eff}}, \frac{Bm}{m^2 \cdot K}, \quad (2)$$

где k_l – коэффициент теплопроводности хладагента в жидкой фазе, Nu_{eff} – значение критерия Нуссельта для эффективного диаметра канала. Для квадратных каналов эффективный диаметр находится в следующей зависимости от гидравлического диаметра:

$$D_{eff} = 1,125 \cdot D_h = 1,125 \cdot \frac{4 \cdot A}{P}, \text{ м}, \quad (3)$$

где A – площадь поперечного сечения канала, P – смоченный периметр. Расчет критерия Нуссельта производится с учетом множителя F_{tp} , учитывающего двухфазный характер течения в канале. Расчетная формула для Nu_{eff} :

$$Nu_{eff} = 0,023 \cdot Re_{l,eff}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot F_{tp} \quad (4)$$

Множитель F_{tp} зависит от безразмерного параметра Локкарта-Мартинелли X_{tt} :

$$F_{tp} = 1 + \frac{1,130}{X_{tt}^{1,064}} \quad (5)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{c_{p,l}}{c_{p,v}} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{k_l}{k_v} \right)^{0,3}, \quad (6)$$

где x – доля паровой фазы в поперечном сечении канала, μ – коэффициент динамической вязкости хладагента, c_p – удельная теплоемкость; индекс v означает, что величина относится к паровой фазе, l – к жидкой.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Зависимость безразмерного критерия Нуссельта от числа Рейнольдса для аппарата KMCV 2000.63GD-3-12NA-2 представлена на рисунке 4

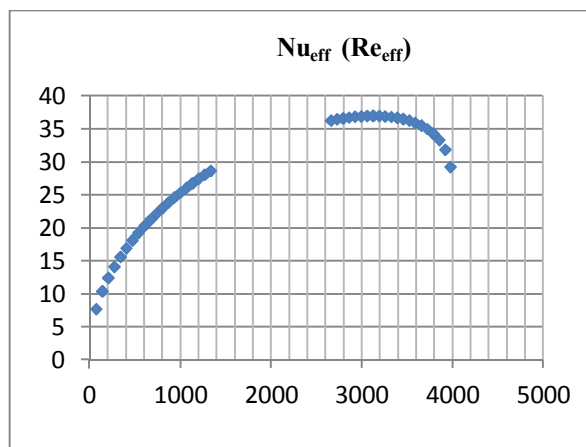


Рис. 4. Зависимость $Nu_{eff}(Re_{eff})$ для первого конденсатора.

Зависимость коэффициента теплоотдачи h , Вт/м²*К, от числа Рейнольдса представлена на рисунке 5

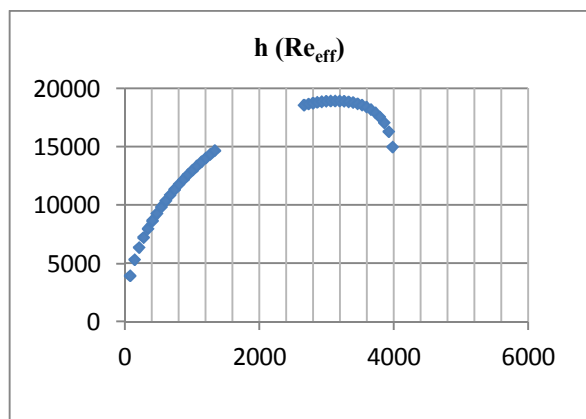


Рис. 5. Зависимость $h(Re_{eff})$ для первого конденсатора

Зависимости критерия Нуссельта и коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса для аппарата KMCV 860.50-3-11NA-2 представлены соответственно на рисунках 6 и 7.

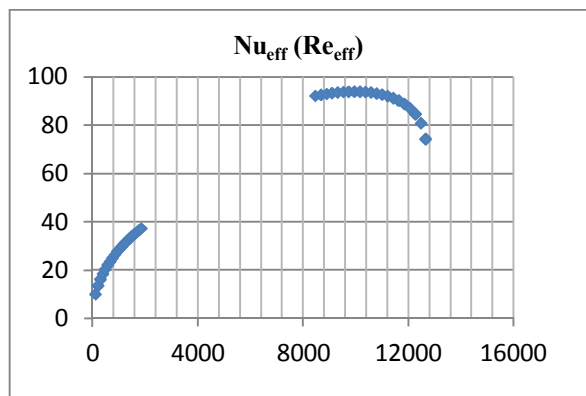


Рис.6. Зависимость $Nu_{eff}(Re_{eff})$ для второго конденсатора.

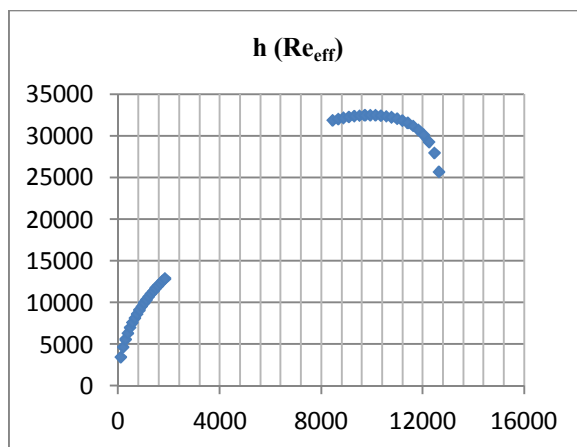


Рис. 7. Зависимость $h(Re_{eff})$ для второго конденсатора.

Полученные данные позволяют сделать вывод, что интенсивность теплоотдачи выше во втором ходе микроканальных конденсаторов.

Разница в значениях критерия Нуссельта и коэффициента теплоотдачи h между аппаратами также связана с различной температурой наружного воздуха при проведении испытаний. +30°C для KMCV 2000.63GD-3-12NA-2 и -8,36°C для KMCV 860.50-3-11NA-2.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Экспериментальные данные, полученные на установке, используются для определения номинальных технических характеристик теплообменных аппаратов, указываемых в каталоге; также для программы подбора оборудования по требуемым параметрам для потребителей. Анализ теплоотдачи в микроканальных конденсаторах позволит оптимизировать конструкцию выпускаемой продукции, увеличить мощность теплообменных аппаратов. Полученные зависимости будут использоваться для проектирования новых образцов компактных теплообменников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бараненко А.В. Холод в глобальном мире. Холодильная техника, 2013, №3.
2. Heun M. K., Dunn W. E. Performance and Optimization of Microchannel Condensers. University of Illinois, 1995.
3. ASHRAE Handbook – Fundamentals (SI). Commercial Resources. ASHRAE's Online Bookstore, 2009.
4. Solvay Fluor. Solkane® 404A Thermodynamics. Solvay Fluor GmbH, 2009, 30с.